

19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift  
10 DE 43 20 205 A 1

51 Int. Cl.<sup>5</sup>:  
B 60 K 23/02  
H 02 K 7/06

21 Aktenzeichen: P 43 20 205.5  
22 Anmeldetag: 18. 6. 93  
43 Offenlegungstag: 22. 12. 94

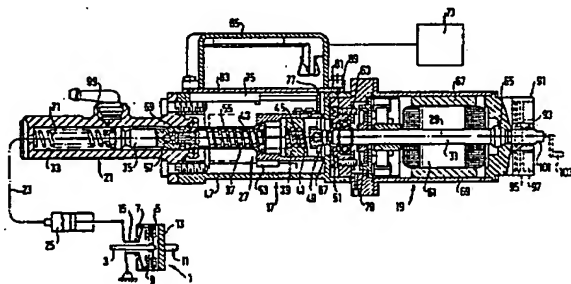
DE 43 20 205 A 1

71 Anmelder:  
Fichtel & Sachs AG, 97424 Schweinfurt, DE

72 Erfinder:  
Gaubitz, Bernd, Dipl.-Ing. (FH), 8721 Niederwerrn,  
DE; Kittel, Friedrich, Dipl.-Ing. (FH), 8720  
Schweinfurt, DE

54 Stellantrieb für eine Kraftfahrzeug-Reibungskupplung

57 Es wird ein Stellantrieb (17) für eine hydraulisch betätigbare Kraftfahrzeug-Reibungskupplung (1) vorgeschlagen, der zu einer Baueinheit verbunden einen hydraulischen Geberzylinder (21) und einen Elektromotor (19) umfaßt, dessen Motorwelle (31) über einen Kugelgewindetrieb (27) auf den Kolben (35) des Geberzylinders (21) wirkt. Die Motorwelle (31), der Kugelgewindetrieb (27) und der Geberzylinder (21) sind hierbei gleichachsig zueinander angeordnet. Der Kugelgewindetrieb (27) kann außerhalb des Elektromotors (19) in einem gesonderten Gehäuse (47) untergebracht sein; er kann alternativ auch innerhalb einer als Hohlwelle ausgebildeten Motorwelle vorgesehen sein. An der axial verschiebbaren Komponente (Spindelmutter 39) des Kugelgewindetriebs (27) kann eine Kompensationsfeder angreifen; die entgegen der von einer Kupplungshauptfeder (7) der Reibungskupplung (1) auf die bewegliche Komponente (39) oder ein an ihr abgestütztes Teil, wie zum Beispiel den Kolben (35) des Geberzylinders (21) wirkt. Die Kompensationsfeder ist so bemessen, daß die auf dieses Teil (35) ausgeübte, resultierende Kraft im Bereich einer Stellung, in welcher die Reibungskupplung (1) beginnt, ein Drehmoment zu übertragen, ihre Kraftrichtung umkehrt. Der vorgeschlagene Stellantrieb benötigt nur vergleichsweise geringen Bauraum und kommt mit einem schwach dimensionierten Elektromotor (19) aus.



DE 43 20 205 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen  
BUNDESDRUCKEREI 10. 94 408 051/245

18/33

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Stellantrieb für eine hydraulisch betätigbare Kraftfahrzeug-Reibungskupplung.

Es ist bekannt (DE-A-39 35 438 und DE-A-39 35 439) eine herkömmliche Kraftfahrzeug-Reibungskupplung nicht über ein Kupplungspedal, sondern mittels eines Stellantriebs ein- und auszurücken und diesen Stellantrieb von einer elektronischen Steuerung zu steuern, die ihrerseits mit Hilfe von Sensoren auf Betriebsparameter des Kraftfahrzeugs, beispielsweise dessen Motordrehzahl, dessen Getriebeeingangsdrehzahl und dessen Fahrpedalstellung anspricht. Die Steuerung schließt die Reibungskupplung selbsttätig beim Anfahren und beim Wechseln der Gänge eines Schaltgetriebes des Kraftfahrzeugs. Beim Anhalten des Kraftfahrzeugs und bei Beginn des Gangwechsels öffnet die Steuerung die Reibungskupplung.

Aus der DE-A-33 30 332, der DE-A-34 38 594 und der DE-A-36 12 391 ist es ferner bekannt, die Reibungskupplung zur Minderung von Drehschwingungen im Antriebsstrang geringfügig zu öffnen, so daß sie das Antriebsdrehmoment mit einem geringen Schlupf überträgt, der dem Antriebsdrehmoment überlagerte Drehschwingungen eliminiert. Die Drehschwingungen werden von einem den Stellantrieb steuernden Schlupfregelkreis erfaßt und ausgeglichen. Der Stellantrieb kann hierbei ausschließlich für die Schlupfregelung eingesetzt werden; er kann aber diese Aufgabe auch zusätzlich zur automatisierten Betätigung der Kupplung übernehmen.

Während der Auskuppelvorgang vergleichsweise rasch vor sich gehen muß, ist die zum Einkuppeln zur Verfügung stehende Zeitspanne normalerweise groß, um einen Einkuppelruck möglichst zu verhindern. Beim Auskuppeln arbeitet der Stellantrieb gegen die Kraft der Kupplungshauptfeder, was ein vergleichsweise großes Motordrehmoment und damit einen vergleichsweise kräftig dimensionierten Motor bedingt.

Aus der DE-A-37 06 849 ist es bekannt, den hydraulischen Nehmerzylinder einer hydraulischen Kupplungs-betätigungsanlage über einen Kurbelexzenter zu betätigen, dessen Kurbelrad als Schneckenrad ausgebildet ist und mit einer auf der Motorwelle eines Elektromotors sitzenden Schnecke kämmt. An dem Kurbelrad stützt sich eine Kompensationsfeder ab, die der Elektromotor im Verlauf der Einrückbewegung spannt und die beim Ausrücken den gegen die Kraft der Kupplungshauptfeder arbeitenden Elektromotor unterstützt.

Es hat sich gezeigt, daß der bekannte Stellantrieb vergleichsweise viel Platz benötigt und daß der Elektromotor trotz Verwendung der Kompensationsfeder für vergleichsweise hohe Kraftreserven bemessen sein muß, um die Reibungskupplung in hinreichend kurzer Zeit ausrücken zu können.

Es ist Aufgabe der Erfindung, einen Stellantrieb für eine hydraulisch betätigbare Kraftfahrzeug-Reibungskupplung zu schaffen, die mit vergleichsweise geringem Bauraum und einem schwächer als bisher dimensionierten Elektromotor auskommt.

Die Erfindung geht aus von einem Stellantrieb für eine hydraulisch betätigbare Kraftfahrzeug-Reibungskupplung, umfassend

einen mit einem hydraulischen Nehmerzylinder der Reibungskupplung zu verbindenden hydraulischen Geberzylinder mit einem in Richtung der Zylinderachse verschiebbaren Kolben,

einen mit dem Geberzylinder zu einer Baueinheit fest

verbundenen Elektromotor mit um eine Drehachse rotierender Motorwelle und

ein die Motorwelle unter Umsetzung ihrer Drehbewegung in eine Verschiebewegung mit dem Kolben des Geberzylinders kuppelndes Getriebe

und ist dadurch gekennzeichnet, daß die Motorwelle und der Geberzylinder gleichachsrig hintereinander angeordnet sind und das Getriebe als Kugelgewindetrieb ausgebildet ist, der eine zur Motorwelle gleichachsige Gewindespindel und eine relativ zu Gewindespindel schraubbare, über wenigstens eine Kugelreihe in Schraubeingriff mit der Gewindespindel stehende Spindelmutter umfaßt.

Ein Kugelgewindetrieb dieser Art erlaubt es, die Drehbewegung des Elektromotors mit sehr geringen Reibungsverlusten in eine translatorische Bewegung umzusetzen. Da der Geberzylinder, der Kugelgewindetrieb und die Motorwelle gleichachsrig angeordnet sind, werden reibungserhöhende Querkkräfte außerhalb des Kugelgewindetriebs vermieden, so daß insgesamt ein vergleichsweise schwach dimensionierter Elektromotor eingesetzt werden kann. Insgesamt ergibt sich, verglichen mit herkömmlichen Stellantrieben, ein kompakter Aufbau.

In einer bevorzugten Ausgestaltung ist die Gewindespindel drehfest mit der Motorwelle verbunden, und die Spindelmutter stützt sich axial am Kolben des Geberzylinders ab. In dieser Ausgestaltung ist der Kugelgewindetrieb normalerweise außerhalb des durch Lagerflansche für die Lagerung der Motorwelle begrenzten Elektromotors angeordnet, was zwar die axiale Baulänge verlängert, jedoch die Verwendung eines handelsüblichen Kugelgewindetriebs erlaubt. Von Vorteil in diesem Zusammenhang ist, wenn der Kugelgewindetrieb ausschließlich an der Motorwelle und dem Kolben des Geberzylinders axial und radial fixiert ist, was den Zusammenbau erleichtert. Dies gilt insbesondere dann, wenn die Gewindespindel über eine Steckkupplung mit der Motorwelle drehfest verbunden ist, während die Spindelmutter an dem Kolben lose aufliegend abgestützt ist. Für die Abstützung der Spindelmutter an dem Kolben kann die Spindelmutter einen das der Motorwelle ferne Ende der Gewindespindel umschließenden Rohransatz tragen, der mit seinem der Spindelmutter fernen Ende an dem Kolben geführt ist. Ein solcher Kugelgewindetrieb braucht beim Zusammenbau von Elektromotor und Geberzylinder lediglich aufgesteckt zu werden.

In einer anderen Ausgestaltung ist die Spindelmutter drehfest mit der Motorwelle verbunden, während die Motorwelle als Hohlwelle ausgebildet ist und sich die am Kolben des Geberzylinders abgestützte Gewindespindel in die Motorwelle hinein erstreckt. Bei der Spindelmutter kann es sich um ein von der die Motorwelle bildenden Hohlwelle gesondertes Bauteil handeln, das an dem Abtriebsende der Motorwelle drehfest montiert wird; die Spindelmutter kann jedoch auch innerhalb des Elektromotors, also zwischen dessen beiden die Motorwelle führenden Lagern angeordnet und mit der Motorwelle zu einer Baueinheit verbunden sein. Eine solche Ausführungsform ist außerordentlich kompakt.

Dem Stellantrieb ist üblicherweise ein Wegsensor zugeordnet, der zur Steuerung des Stellantriebs ein die Ausrückerposition der Reibungskupplung repräsentierendes Signal erzeugt. In einer bevorzugten Ausgestaltung ist hierzu ein mit dem Kugelgewindetrieb gekuppelter Linearstellungssensor vorgesehen, der die Position der zusammen mit dem Kolben des Geberzylinders verschiebbaren Komponente des Kugelgewindetriebs

relativ zum Geberzylinder erfaßt. Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, wenn der Kugelgewindetrieb in einem mit dem Geberzylinder und dem Elektromotor zu einer Baueinheit verbundenen Gehäuse angeordnet ist, welches zugleich auch den Linearstellungssensor enthält. Um die Montage zu erleichtern, hat das Gehäuse bevorzugt radial seitlich des Kugelgewindetriebs eine Montageöffnung, die durch eine Wand eines über der Montageöffnung angeordneten, eine Steuerschaltung für den Elektromotor enthaltenden Schaltungskastens verschlossen ist. Auf diese Weise kann eine ohnehin erforderliche Baukomponente zum Verschließen der Montageöffnung ausgenutzt werden.

Der hohe Wirkungsgrad des Kugelgewindetriebs kann im Einzelfall eine Kompensationsfeder der vorstehend erläuterten Art unnötig machen. Selbst wenn zur Verkleinerung des Elektromotors eine Kompensationsfeder vorgesehen sein soll, so genügt es zumeist, wenn die Kompensationsfeder lediglich für eine Teilkompensation der durch die Kupplungshauptfeder ausgeübten Gegenkraft ausgelegt ist. Die Kompensationsfeder wirkt bevorzugt auf die zusammen mit dem Kolben des Geberzylinders verschiebbare Komponente des Kugelgewindetriebs, und zwar im wesentlichen im gesamten Stellbereich der Reibungskupplung in Einkuppelrichtung und entgegen der von der Kupplungshauptfeder auf die verschiebbare Komponente ausgeübten Gegenkraft.

Es hat sich als besonders günstig erwiesen, wenn die Kompensationsfeder so bemessen ist, daß ihre auf die verschiebbare Komponente des Kugelgewindetriebs bezogene Kraft bei auf eine Position beginnender Drehmomentübertragung eingestellter Reibungskupplung ungefähr gleich der von der Kupplungshauptfeder der Reibungskupplung auf die verschiebbare Komponente ausgeübte Gegenkraft ist. Auf diese Weise ändert die aus der Kraft der Kompensationsfeder und der Gegenkraft der Kupplungshauptfeder resultierende Kraft in derjenigen Stellung, in welcher die Kupplung gerade beginnt, ein Drehmoment zu übertragen, ihre Richtung. Während auf einer Seite dieser Antriebsumkehrstellung die Kraft der Kompensationsfeder überwiegt, überwiegt auf der anderen Seite die Kraft der Kupplungshauptfeder. Die Anordnung ist zweckmäßigerweise so getroffen, daß zur vollständig eingekuppelten Stellung hin die Kraft der Kompensationsfeder überwiegt und damit die Kompensationsfeder den Elektromotor beim Auskuppeln bis zur Antriebsumkehrstellung hin unterstützt. Über die Antriebsumkehrstellung hinaus muß der Elektromotor dann gegen die resultierende Federkraft arbeiten, was aber für die Praxis bei ohnehin ausgekuppelter Reibungskupplung unerheblich ist. In Einkuppelrichtung betrieben, unterstützt die zwischen der Auskuppelstellung und der Antriebsumkehrstellung die Kompensationsfederkraft überwiegende Gegenkraft der Kupplungshauptfeder den Motor in Einkuppelrichtung, so daß das anfängliche Kupplungsspiel sehr rasch aufgebraucht werden kann. Da aufgrund der Bemessung der Elektromotor erst im drehmomentübertragenden Positionsbereich der Reibungskupplung während des Einkuppelvorgangs gegen die resultierende Federkraft arbeiten muß und hier die Stellgeschwindigkeit vergleichsweise gering sein kann, kann auch unter diesem Aspekt ein vergleichsweise kleiner Elektromotor eingesetzt werden.

Von Vorteil der vorstehend erläuterten Art der Teilkompensation ist ferner, daß anders als bei bisher verwendeten Kompensationsfedern die Federcharakteri-

stik der Kompensationsfeder nur angenähert dem Verlauf der Gegenkraft der Kupplungshauptfeder angepaßt werden muß. Während bei herkömmlichen, durch Kompensationsfedern kraftkompensierten Stellantrieben selektiv dem Einzelfall angepaßte Federn bereitgehalten und ausgesucht werden mußten, kann nun der Bevorratungsaufwand beträchtlich verringert werden.

Um den Elektromotor für beide Antriebsrichtungen etwa gleich dimensionieren zu können, ist bevorzugt vorgesehen, daß die Größe der auf die verschiebbare Komponente bezogenen Differenz zwischen der Kraft der Kompensationsfeder und der Gegenkraft bei vollständig eingekuppelter Reibungskupplung und vollständig ausgekuppelter Reibungskupplung ungefähr gleich groß ist.

Die Kompensationsfeder ist bevorzugt gleichachsrig zur Gewindespindel angeordnet und umschließt die Gewindespindel insbesondere coaxial. Der Platzbedarf des Stellantriebs kann hierdurch klein gehalten werden.

Die vorstehend erläuterte Teilkompensation sorgt ohne zusätzliche Maßnahmen dafür, daß bei stromlosem Elektromotor, beispielsweise bei einem Ausfall der Steuerung der Kugelgewindetrieb in die Antriebsumkehrstellung laufen möchte. Zweckmäßigerweise wird deshalb durch zusätzliche Maßnahmen sichergestellt, daß der Stellantrieb definiert in der vollständig eingekuppelten Stellung der Reibungskupplung gehalten werden kann. Dies kann beispielsweise dadurch erreicht werden, daß die Kompensationsfeder über einen doppelarmigen Schwenkhebel mit der verschiebbaren Komponente des Kugelgewindetriebs gekuppelt ist, wobei die Kompensationsfeder an einem ersten Arm des Schwenkhebels abgestützt ist und ein zweiter Arm des Schwenkhebels gelenkig mit der verschiebbaren Komponente verbunden ist. Der Schwenkhebel kann dann im Bereich seiner der vollständig eingekuppelten Position der Reibungskupplung zugeordneten Lage eine Übertotpunktstellung einnehmen, in der die Kompensationsfeder in Richtung der Gegenkraft der Kupplungshauptfeder wirkt.

Zusätzlich oder alternativ kann der von dem Elektromotor rotierend angetriebenen Komponente des Kugelgewindetriebs eine elektromagnetisch steuerbare Bremsenrichtung zugeordnet sein, die gleichfalls von der den Stellantrieb steuernden Steuerung gesteuert wird. Um im Ruhezustand stromlos die Bremse geschlossen halten zu können, ist die Bremsenrichtung zweckmäßigerweise federnd in ihre Bremsstellung vorgespannt und umfaßt einen Bremsluft-Elektromagnet, der lediglich während der Antriebsphase des Elektromotors erregt werden muß. Als geeignet hat sich insbesondere eine mit der Motorwelle verbundene Scheibenbremse erwiesen.

Der im Vorstehenden erläuterte, zur Einleitung der Kompensationsfederkraft benutzte doppelarmige Schwenkhebel erlaubt es aufgrund seiner Kinematik, die Kraft-Weg-Kennlinie der Kompensationsfeder der entsprechenden Kennlinie der Kupplungshauptfeder anzugleichen. Der Schwenkhebel und die mit ihm erreichbare Übertotpunktstellung kann deshalb auch für Ausführungsformen mit einer annähernd vollständigen Kompensation der Gegenkraft der Kupplungshauptfeder ausgenutzt werden.

Wie bereits eingangs erläutert, können Kraftfahrzeug-Reibungskupplungen, die von einem Stellantrieb betätigt werden, zur Minderung von Drehschwingungen im Antriebsstrang des Kraftfahrzeugs ausgenutzt werden, wenn der im Drehmomentübertragungsbereich

eingeführte Kupplungsschlupf abhängig von den beispielsweise mittels einer Schlupfregelschaltung erfaßten Drehschwingungen eingestellt wird. Die Teilkompensation der Gegenkraft der Kupplungshauptfeder erlaubt es, den drehschwingungsmindernden Schlupf mit vergleichsweise schwachen Elektromotoren zu regeln. Um Regelstöße zu verhindern, ist zweckmäßigerweise vorgesehen, daß die Schlupfregelschaltung einen mit dem Bereich beginnender Drehmomentübertragung und damit mit dem Bereich der Antriebsumkehrstellung nicht überlappenden Regelbereich hat. Auf diese Weise wird sichergestellt, daß trotz der Hysterese-Eigenschaften der Federkennlinien eventuelles Spiel im Kraftübertragungsweg des Stellantriebs stets ausgeglichen ist.

Im folgenden wird die Erfindung anhand einer Zeichnung näher erläutert. Hierbei zeigt:

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer Kupplungsbetätigungsanlage mit einem elektromotorischen Stellantrieb, gesehen im axialen Längsschnitt;

Fig. 2 einen axialen Längsschnitt durch eine Variante des Stellantriebs;

Fig. 3 einen axialen Längsschnitt durch einen in der Anlage nach Fig. 1 verwendbaren Stellantrieb mit einer Teil-Kompensationsfeder;

Fig. 4a bis 4c Kraft-Weg-Diagramme zur Erläuterung der Teilkompensation;

Fig. 5 einen Axiallängsschnitt durch eine Variante des Stellantriebs aus Fig. 3;

Fig. 6 eine Detailansicht einer Variante des Stellantriebs aus Fig. 5;

Fig. 7 einen teilweisen Axiallängsschnitt durch einen ebenfalls in der Anlage nach Fig. 1 verwendbaren, kraftkompensierten Stellantrieb;

Fig. 8 eine teilweise aufgebrochene Seitenansicht des Stellantriebs aus Fig. 7 und

Fig. 9 eine Schnittansicht des Stellantriebs, gesehen entlang einer Linie IX-IX in Fig. 8.

Fig. 1 zeigt schematisch eine Anlage zur automatisierten Betätigung einer Reibungskupplung 1 eines Kraftfahrzeugs. Die Reibungskupplung 1 ist herkömmlich ausgebildet und umfaßt eine mit einer Getriebeeingangswelle 3 drehfest verbundene Kupplungsscheibe 5, die von einer Kupplungshauptfeder, beispielsweise einer Membranfeder 7, reibschlüssig zwischen einer Anpreßplatte 9 und einer mit einer Kurbelwelle 11 der Brennkraftmaschine des Kraftfahrzeugs verbundenen Gegenanpreßplatte in Form eines Schwungrads 13 einspannbar ist. Die Reibungskupplung 1 ist mittels eines Ausrückers 15 gegen die Kraft der Membranfeder 7 auskuppelbar.

Für die Betätigung des Ausrückers ist ein elektromotorischer Stellantrieb 17 vorgesehen. Der Stellantrieb 17 umfaßt einen Elektromotor 19, beispielsweise einen Gleichstrom-Kollektormotor, der mit einem hydraulischen Geberzylinder 21 zu einer für sich handhabbaren Baueinheit verbunden ist. Der Geberzylinder 21 ist für die Betätigung des Ausrückers 15 über eine Hydraulikleitung 23 mit einem herkömmlich auf den Ausrücker 15 wirkenden hydraulischen Nehmerzylinder 25 verbunden. Ein allgemein mit 27 bezeichneter Kugelgewindetrieb setzt die um eine Drehachse 29 erfolgende Drehbewegung einer Motorwelle 31 des Elektromotors 19 in eine translatorische Schiebewegung eines in einer Zylinderbohrung 33 abgedichtet verschiebbaren Kolbens 35 des Geberzylinders 21 um. Der Kugelgewindetrieb 27 hat eine zur Zylinderbohrung 33 und der dazu gleichachsig angeordneten Motorwelle 31 seinerseits gleichachsig angeordnete Gewindespindel 37, auf der axial

verschraubbar eine Spindelmutter 39 angeordnet ist. Die Spindelmutter 39 ist über Kugeln 41, die in einer oder mehreren endlosen Kugelnreihen in einander zugeordneten Gewindegängen 43, 45 der Gewindespindel 37 und der Spindelmutter 39 laufen, mit der Gewindespindel 37 gekuppelt.

Der Kugelgewindetrieb 27 ist in einem Gehäuse 47 untergebracht, an dem auf gegenüberliegenden Seiten einerseits der Elektromotor 19 und andererseits der Geberzylinder 21 angeflanscht sind. In dem Gehäuse 47 wird der Kugelgewindetrieb 27 ausschließlich von der Motorwelle 31 und dem Kolben 35 axial und radial geführt. Die Gewindespindel 37 ist an ihrem motorseitigen Ende über eine axial steckbare Kupplung 49, hier in Form eines in Endschlitz 51 der Gewindespindel einsteckbaren Querstifts, drehfest mit der Motorwelle 31 gekuppelt. Die von Drehsicherungsorganen 53 drehfest, aber axial verschiebbar an dem Gehäuse 47 geführte Spindelmutter 39 trägt einen das motorferne Ende der Gewindespindel 37 umschließenden und radial führenden Rohransatz 55, der mit einem Führungszapfen 57 in einer Stirnöffnung 59 des Kolbens 35 zentriert geführt ist.

Bei einer Drehung der einen Anker 61 tragenden, in Lagern 63, 65 axial beiderseits des Ankers 61 gelagerten Motorwelle 31 relativ zu einem mit einem Stator 67 versehenen Motorgehäuse 69 wird die Spindelmutter 39 axial verstellt. Beim Antrieb der Spindelmutter 39 zum Geberzylinder 21 hin wird die Reibungskupplung 1 ausgekuppelt, wobei der Elektromotor 19 gegen die Kraft einer Rückholfeder 71 des Kolbens 35, gegebenenfalls gegen die Kraft einer nicht eingestellten Rückholfeder des Nehmerzylinders 25 und gegen die Kraft der Membranfeder 7 der Reibungskupplung 1 arbeitet. Beim Einkuppeln treiben diese Federn die Spindelmutter 39 in Gegenrichtung, wobei durch die Erregung des Elektromotors 19 auch hier die Stellgeschwindigkeit festgelegt wird. Der Elektromotor 19 wird hierbei von einer elektronischen Steuerung 73 gesteuert. Bei der elektronischen Steuerung 73 kann es sich um eine herkömmliche, die Reibungskupplung 1 abhängig von Betriebsparametern des Kraftfahrzeugs und insbesondere seiner Brennkraftmaschine ein- und auskuppelnde, d. h. automatisierende Kupplungssteuerung handeln. Die Steuerung kann auch anderen Aufgaben dienen, insbesondere der gezielten Einführung eines geringen Schlupfs bei der Übertragung des Antriebsdrehmoments, um auf diese Weise Drehschwingungen im Antriebsstrang zu eliminieren oder zumindest zu verringern. Geeignete Steuerungen sind beispielsweise in den vorstehend erwähnten Patentanmeldungen DE 33 30 332, DE 34 38 594, DE 36 12 391, DE 39 35 438 und DE 39 35 439 beschrieben, auf die hierzu Bezug genommen wird.

Die Steuerung 73 spricht auf eine Vielzahl Sensoren an, beispielsweise Drehzahlsensoren, die die Drehzahl der Brennkraftmaschine des Kraftfahrzeugs, die Eingangsrehzahl seines Getriebes, die Schaltstellung seines Getriebes und seine Fahrgeschwindigkeit repräsentieren. Um den Ausrücker 15 der Reibungskupplung 1 exakt positionieren zu können, arbeitet die Steuerung 73 als Positionierregelkreis, dem Positions-Istsignale aus der Kupplungsbetätigungsanlage, im vorliegenden Fall dem Stellantrieb 17 zugeführt werden. Der Stellantrieb 17 umfaßt hierzu einen linearen Stellungsgeber 75, hier in Form eines Linearpotentiometers, das über einen Anschlag 77 von der beweglichen Komponente des Kugelgewindetriebs 27, d. h. der Spindelmutter 39, betätigt wird. Zur Erhöhung der Genauigkeit, mit der die Ist-Po-

sition erfaßt wird, ist mit der Motorwelle 31 ein Inkrementalgeber 79 gekuppelt, der ein der Winkelstellung der Motorwelle 31 und damit der 1 : 1 mit dieser gekuppelten Gewindespindel 37 proportionales digitales Signal liefert.

Der analoge Linearstellungssensor 75 ist zusammen mit dem Kugelgewindetrieb 27 in dem Gehäuse 47 untergebracht. Das Gehäuse 47 hat für den Einbau dieser Komponenten eine seitliche Öffnung 81, die durch einen Deckel 83 verschlossen ist. Der Deckel 83 ist zusammen mit einem Schaltkasten 85 auf das Gehäuse 47 aufgeschraubt und kann gegebenenfalls durch eine Seitenwand des Schaltkastens 85 gebildet sein. Der Schaltkasten 85 enthält zumindest die elektronische Treiberschaltung für den Elektromotor 19, gegebenenfalls aber auch weitere Komponenten der Steuerung 73.

In der vollständig eingekuppelten Stellung der Reibungskupplung 1 schlägt die Spindelmutter 39 über einen elastischen Puffering 87 an einem Anschlag 89 des Gehäuses 47 an. In der vollständig ausgekuppelten Stellung der Reibungskupplung 1 sorgt ein nicht näher dargestellter Anschlag auf der Seite der Reibungskupplung für eine Wegbegrenzung. Da der Kugelgewindetrieb 27 einen außerordentlich hohen Wirkungsgrad von beispielsweise mehr als 90% hat und damit die Membranfeder 7 den Kugelgewindetrieb 27 einschließlich des Elektromotors 19 bei nicht erregtem Elektromotor verstellen kann, sorgt eine mit der Motorwelle 31 und damit der Gewindespindel 37 drehfest gekuppelte, elektromagnetische Bremsvorrichtung 91 für eine betriebsmäßige Fixierung zumindest in der vollständig eingekuppelten und der vollständig ausgekuppelten Stellung. Die mit dem Stellantrieb 17 zu einer Baueinheit verbundene Bremsvorrichtung 91 ist im dargestellten Ausführungsbeispiel als Scheibenbremse ausgebildet und umfaßt eine von einer Feder 93 in Bremsengriff vorgespannte Bremscheibe 95, die von einem Elektromagnet 97 gelüftet werden kann. Die Bremsvorrichtung 91 arretiert damit bei nicht erregtem Elektromagnet 97 den Kugelgewindetrieb 27. Da die Stellphasen des Elektromotors 19 verglichen mit dessen Ruhephasen kurz sind, kann auch die von der Steuerung 73 gesteuerte Erregung des Elektromagnets 97 und damit der Erregerstromverbrauch auf zeitlich kurze Phasen beschränkt werden.

In die Zylinderbohrung 33 des Geberzylinders 21 mündet eine mit einem (nicht dargestellten) Vorratsbehälter für Hydraulikflüssigkeit verbundene Schnüffellochbohrung 99, die in der der vollständig eingekuppelten Stellung der Reibungskupplung 1 zugeordneten Endstellung des Kolbens 35 offenliegt und nach Aufbrauch eines gewissen Leerspiels des Kolbens 35 von diesem verschlossen wird. In der vollständig eingekuppelten Stellung aus dem Vorratsbehälter in die Hydraulikanlage nachfließende Hydraulikflüssigkeit sorgt für den Ausgleich von Spiel, das bei Verschleiß insbesondere der Reibbeläge der Kupplungsscheibe 5 ansonsten entstehen könnte.

Das dem Geberzylinder 21 ferne Ende der Motorwelle 31 ist von außen her zugänglich und mit Formschlußflächen 101 versehen, die für den Notbetrieb mit einer Handkurbel 103 oder dergleichen verbunden werden können, so daß der Kugelgewindetrieb 27 zum Beispiel bei Ausfall der Steuerung 73 auch von Hand betätigt werden kann.

Im folgenden werden Varianten eines in der Kupplungsbetätigungsanlage der Fig. 1 verwendbaren, elektromotorischen Stellantriebs erläutert. Komponenten gleicher Bauart und/oder gleicher Wirkungsweise wer-

den mit den Bezugswerten von vorangegangenen erläuterten Ausführungsbeispielen bezeichnet und zur Unterscheidung mit einem Buchstaben versehen. Zur Erläuterung wird auf die vorangegangene Beschreibung Bezug genommen. In den nachfolgenden Ausführungsbeispielen sind die Komponenten 1 bis 15, 23, 25 und 73 vorhanden, jedoch nicht dargestellt.

Der Stellantrieb 17a aus Fig. 2 unterscheidet sich von dem Stellantrieb 17 der Fig. 1 in erster Linie dadurch, daß der Kugelgewindetrieb 27a in das Innere des Motorgehäuses 69a zwischen die beiden die Motorwelle 31a lagernden Lager 63a und 65a gelegt ist. Die Motorwelle 31a ist als Hohlwelle ausgebildet und ist zu einer Einheit mit der Spindelmutter 39a verbunden. Die Gewindespindel 37a ist coaxial in der hohlen Motorwelle 31a angeordnet und ist mit ihrem dem Geberzylinder 21a zugewandten Abstützende 57a in einer zentrischen stirnseitigen Öffnung 59a des Kolbens 35a geführt. Das andere Ende der Gewindespindel 37a ist in einer Lageröffnung 105 der Motorwelle 31a radial geführt und trägt darüber hinaus Verdrehsicherungselemente 53a, die die Gewindespindel 37a drehfest, aber axial verschiebbar, an einem zu einer Einheit mit dem Elektromotor 19a verbundenen Gehäuse 107 führen. Das Gehäuse 107 trägt wiederum den Schaltkasten 85a. Der die vollständig eingekuppelte Endstellung der Gewindespindel 37a festlegende Anschlag 87a ist im dargestellten Ausführungsbeispiel am kolbenfernen Ende der Gewindespindel 37a vorgesehen und wirkt mit einem Anschlag 89a des Gehäuses 107 zusammen. Der in Fig. 1 dargestellte Linearstellungsgeber 75 ist in Fig. 2 nicht dargestellt, kann jedoch vorhanden sein.

Es versteht sich, daß der bei dem Stellantrieb 17a in das Innere des Elektromotors 19a gelegte Spindelmutter 39a ähnlich Fig. 1 auch außerhalb des Elektromotors angeordnet sein kann, wobei die dann vorzugsweise gleichfalls als Hohlwelle ausgebildete Motorwelle bevorzugt wiederum axial steckbar mit der Spindelmutter gekuppelt ist, um die Montage des Stellantriebs zu erleichtern. Nicht dargestellt, jedoch gleichfalls vorhanden können Formschlußflächen für die Notbetätigung sein.

Der Stellantrieb 17b aus Fig. 3 unterscheidet sich von dem Stellantrieb der Fig. 1 in erster Linie dadurch, daß dem außerhalb des Elektromotors 19b angeordneten Kugelgewindetrieb eine Kompensationsfeder 109 zugeordnet ist, die zwischen der Spindelmutter 39b als dem translatorisch bewegbaren Teil des Kugelgewindetriebs 27b einerseits und einer Anschlagfläche 111 des Gehäuses 47b oder des Motorgehäuses 69b eingespannt ist. Die Kompensationsfeder 109 übt auf den Kolben 35b eine Kraft aus, die der durch die Membranfeder (7 in Fig. 1) über die Hydraulikanlage auf den Kolben 35b ausgeübten Kraft entgegengerichtet ist. Die Kompensationsfeder 109 mindert die von dem Elektromotor 19b über den Kugelgewindetrieb 27b auf den Kolben 35b auszuübende Kraft, so daß der Elektromotor 19b schwächer dimensioniert werden kann.

Fig. 4a zeigt in einem Diagramm den Absolutwert der Federkraft  $F$  in Abhängigkeit vom Federweg  $s$ . Reibungsbedingt sind die Federkennlinien hysteresebehaftet, so daß eine wachsende Belastung der Feder und deren Entlastung unterschiedlichen Kennlinien folgen, die in Fig. 4a durch Grenzkurven schraffiert dargestellter Kennlinienbereiche dargestellt sind. Mit 113 ist in Fig. 4a die Kennlinie der von der Membranfeder der Reibungskupplung auf den Kolben 35b während der Auskuppelbewegung ausgeübten Kraft bezeichnet. 113'



bezeichnet die Kennlinie der Membranfeder während des Einkuppelvorgangs, 115 bezeichnet die entsprechende Kennlinie der Kompensationsfeder 109 während des Auskuppelvorgangs, während die beim Einkuppeln sich ergebende Kennlinie der Kompensationsfeder 109 mit 115' bezeichnet ist. Wie Fig. 4a zeigt, schneiden sich die Kennlinien der Membranfeder (7 in Fig. 1) und der dazu entgegengerichtet auf den Kolben 35b wirkenden Kompensationsfeder 109 in einem mit GW bezeichneten Bereich zwischen einer Stellung EK, in der die Reibungskupplung vollständig eingekuppelt ist und einer Stellung AK, in der die Kupplung vollständig ausgekuppelt ist. In dem Wegbereich zwischen EK und GW überwiegt die Kraft der Kompensationsfeder, während im Bereich zwischen GW und AK die Kraft der Membranfeder der Kupplung überwiegt. Der Bereich GW repräsentiert damit einen Bereich, in welchem sich die Richtung der aus der Membranfederkraft und der Kompensationsfederkraft resultierenden, auf den Kolben 35b ausgeübten Kraft umkehrt. Die Kompensationsfeder 109 ist so bemessen, daß der Bereich der Krafrichtungsumkehr mit der Position bzw. dem Bereich, in welchem die Reibungskupplung gerade beginnt, ein Drehmoment zu übertragen, zusammenfällt.

Fig. 4b zeigt in vereinfachter Darstellung die Verhältnisse während des Auskuppelvorgangs. Im Bereich 117 überwiegt entsprechend der Kennlinie 115 die Kraft der Kompensationsfeder 109, die damit den Elektromotor 119 unterstützt, während er den Kolben 35b aus der in Fig. 3 dargestellten Stellung EK in die Stellung GW treibt, in der die Reibungskupplung gerade beginnt, Drehmoment zu übertragen. Dieser Abschnitt der Bewegung muß rasch durchlaufen werden, was mit Hilfe der Kompensationsfeder 109 trotz eines vergleichsweise klein bemessenen Elektromotors möglich ist. Zwischen den Stellungen GW und AK ist die Reibungskupplung bereits ausgekuppelt. Der Elektromotor 19b arbeitet nun im Bereich 119 gegen die überwiegende Kraft der Membranfeder. Die damit steigende Belastung des Elektromotors 19b kann aber in Kauf genommen werden, da die Reibungskupplung im Bereich 119 ohnehin bereits ausgekuppelt ist.

Für den in Fig. 4c dargestellten Einkuppelvorgang ergeben sich analoge Verhältnisse. Im Bereich 119' überwiegt, ausgehend von der Stellung AK bis zur Stellung GW, die durch die Kennlinie 113 repräsentierte Kraft der Membranfeder. Die Membranfeder unterstützt damit den Elektromotor 19b bis zur Stellung GW. Im Bereich GW bis EK überwiegt die der Kennlinie 115 folgende Kraft der Kompensationsfeder 109, womit der Elektromotor 19b gegen die resultierende Kraft arbeiten muß. Da die Einkuppelbewegung jedoch vergleichsweise langsam erfolgen muß, um einen eventuellen Einkuppelruck zu vermeiden, kann auch dies in Kauf genommen werden. Insgesamt gesehen ermöglicht die lediglich teilweise die Membranfeder kompensierende Kompensationsfeder 109 eine Verringerung der Antriebsleistung des Elektromotors 19b. Um in beiden Antriebsrichtungen den Elektromotor 19b möglichst gleichmäßig ausnutzen zu können, sind die Differenzkräfte  $F_a$  und  $F_b$ , die sich in den Stellungen EK bzw. AK zwischen der Membranfederkraft und der Kompensationsfederkraft ergeben, angenähert gleich groß. Die Differenzkräfte  $F_a$  und  $F_b$  sind in jedem Fall jedoch kleiner als die maximale Kraft  $F_c$ , die von der Membranfeder auf den Kolben 35b ausgeübt wird.

Fig. 5 zeigt eine Variante 17c des Stellantriebs aus Fig. 2, bei welcher die Gewindespindel 37c des Kugelge-

windetriebs 27c analog zum Stellantrieb der Fig. 3 von einer Kompensationsfeder 109c entgegen der Kraft der Membranfeder (7 in Fig. 1) belastet ist. Die Kompensationsfeder 109c ist zwischen einer Ringschulter 121 der Gewindespindel 37c und einer Ringschulter 123 der die Spindelmutter 39c bildenden, hohlen Motorwelle 31c über ein Axiallager 125 eingespannt und entsprechend den Fig. 4a bis 4c bemessen. Die aus der Kraft der Kompensationsfeder 109c und der Kraft der Membranfeder der Kupplung sowie den Rückholfedern der Hydraulikzylinder am Kolben 35c des Geberzylinders 21c resultierende Kraft wechselt wiederum im Bereich einer Position beginnender Drehmomentübertragung der Kupplung ihre Krafrichtung. Im übrigen entspricht der Stellantrieb 17c dem Stellantrieb 17a aus Fig. 2, wobei jedoch die das Verdrehen der Gewindespindel 37c verhindernden Elemente 53c auf einem größeren Durchmesser an dem Gehäuse 107c abgestützt sind.

Fig. 6 zeigt ein Detail einer Variante 17d des Stellantriebs aus Fig. 5, bei der die Kompensationsfeder 109d zwischen der an der Gewindespindel 37d vorgesehenen Schulter 121d einerseits und einer gehäusefesten Schulter 123d andererseits abgestützt ist. Auf diese Weise kann das wegen der Drehbewegungen zwischen den Schultern 121 und 123 im Fall des Stellantriebs 17c der Fig. 5 erforderliche Axiallager 125 eingespart werden.

Bei den vorstehend erläuterten Ausführungsformen kompensierter Stellantriebe gemäß den Fig. 3, 5 und 6 ist die Kompensationsfeder coaxial zur Drehachse der Motorwelle angeordnet und erzeugt eine in Richtung der Drehachse gerichtete Kraft. Die Fig. 7 bis 9 zeigen einen Stellantrieb 17e, dessen Kompensationsfeder 109e über ein Hebelgetriebe 127 mit der Spindelmutter 39e als bewegliche Komponente des Kugelgewindetriebs 27e verbunden ist. Die Konstruktion der aus dem Elektromotor 19e, dem Kugelgewindetrieb 27e und dem Geberzylinder 21e bestehenden Baueinheit entspricht im übrigen der Konstruktion des Stellantriebs aus Fig. 1, wobei die Kompensationsfeder 109 einschließlich des Hebelgetriebes 127 in dem dem Kugelgewindetrieb 27e umgebenden Gehäuse 47e untergebracht ist. Die Ankopplung der Motorwelle 31e an die Gewindespindel 37e erfolgt auch hier wiederum steckbar durch eine Formschlußkupplung 49e, hier jedoch in Form eines in eine passende Öffnung 51e der Gewindespindel 37e eingreifenden Sechskantzapfens der Motorwelle 31e. Wie insbesondere Fig. 8 zeigt, sind darüber hinaus die das Verdrehen der Spindelmutter 39e relativ zum Gehäuse 47e verhindernden Elemente als an dem Gehäuse 47e drehbar gelagerte Rollen 53e ausgebildet, die die Spindelmutter 39e drehfest, aber axial beweglich führen.

Wie am besten die Fig. 8 und 9 zeigen, sitzt die Kompensationsfeder 109e zwischen zwei verschiebbar aneinander geführten Stützteilen 129, 131, von denen das Stützteil 129 über ein Schneidengelenk 133 kippbar an dem Gehäuse 47e abgestützt ist, während das Stützteil 131 mit einem Arm 135 an einem ersten Hebelarm 137 eines Doppelhebels 139 (Fig. 8) bei 141 angelenkt ist. Der Doppelhebel 139 ist an einem gehäusefesten Zapfen 143 schwenkbar gelagert und ist mit seinem anderen Hebelarm 145 über ein dem Wegausgleich dienendes Schlitzgelenk 147 an der Spindelmutter 39e angelenkt.

Wie Fig. 8 zeigt, stützt sich die Kompensationsfeder 109e in der vollständig eingekuppelten Stellung der Reibungskupplung in einer Übertotpunktstellung des Doppelhebels 139 an dem Hebelarm 137 an. Der Hebelarm 137 stützt sich hierbei an einem gehäusefesten Puffer 149 aus elastischem Material ab, der auch den Endan-

schlag des Stellantriebs für die eingekuppelte Stellung bildet. Aufgrund der Übertotpunktstellung ist der Stellantrieb 17e in der eingekuppelten Stellung betriebssicher arretiert. Eine elektromagnetische Bremseinrichtung kann damit entfallen; sie kann aber auch, wie bei 91e angedeutet, vorhanden sein, um den Stellantrieb 17e gegebenenfalls auch in der ausgekuppelten Stellung oder in Zwischenstellungen steuerbar arretieren zu können.

Fig. 8 zeigt den Doppelhebel gestrichelt eingezeichnet auch für die vollständig ausgekuppelte Stellung. Während die Federkraft in der mit ausgezogenen Linien dargestellten Einkuppelstellung des Doppelhebels 137 entsprechend der Übertotpunktstellung angenähert in Richtung der Verbindungsebene der Gelenke 141, 143 verläuft, verläuft die Federkraft in der Auskuppelstellung etwa senkrecht dazu. Die Kinematik des Hebelgetriebes 127 sorgt damit dafür, daß das auf den Doppelhebel 139 von der Kompensationsfeder 109e ausgeübte Drehmoment von der Einkuppelstellung zur Auskuppelstellung hin zunimmt, was zu einer Änderung der Steigung der in den Fig. 4a bis 4c dargestellten Kompensationskraftkennlinie 115 führt. Insbesondere kann durch das Hebelgetriebe 127 erreicht werden, daß die von der Kompensationsfeder 109e auf den Kolben 35e ausgeübte Kompensationskraft wegunabhängig wird, was dem vorstehend erläuterten Teilkompensationsprinzip entgegenkommt.

Es versteht sich, daß die Kompensationsfeder 109e und das Hebelgetriebe 127 auch so aufeinander abgestimmt sein können, daß entgegen den vorstehend erläuterten Teilkompensationsprinzipien die von der Kompensationsfeder 109e auf den Kolben 35e ausgeübte, der Kraft der Membranfeder der Reibungskupplung entgegenwirkende Kraft den Membranfederkraftverlauf im wesentlichen im gesamten Stellbereich zwischen der eingekuppelten und der ausgekuppelten Stellung zumindest angenähert vollständig kompensiert.

Der Doppelhebel 139 ist, wie am besten Fig. 9 zeigt, als Gabel ausgebildet und umfaßt die Spindelmutter 139 auf diametral gegenüberliegenden Seiten. Das Schlitzgelenk 147 hat radial von der Spindelmutter 39e absteigende Achszapfen 151, die in Gabelschlitze 153 an den Enden der Hebelarme 145 eingreifen. Einer der Achszapfen 151 bildet zugleich (Fig. 7) einen Mitnehmeranschlag für den gleichfalls in dem Gehäuse 47e untergebrachten linearen Stellungsgeber 75e. Auch das Stellglied 17e umfaßt einen in den Elektromotor 19e integrierten Inkrementalgeber (nicht dargestellt) zur Verbesserung der Genauigkeit der Positionserfassung.

#### Patentansprüche

1. Stellantrieb für eine hydraulisch betätigbare Kraftfahrzeug-Reibungskupplung, umfassend
  - einen mit einem hydraulischen Nehmerzylinder (25) der Reibungskupplung (1) zu verbindenden hydraulischen Geberzylinder (21) mit einem in Richtung der Zylinderachse verschiebbaren Kolben (35),
  - einen mit dem Geberzylinder (21) zu einer Baueinheit fest verbundenen Elektromotor (19) mit um eine Drehachse (29) rotierender Motorwelle (31) und
  - ein die Motorwelle (31) unter Umsetzung ihrer Drehbewegung in eine Verschiebewegung mit dem Kolben (35) des Geberzylinders (21) kuppelndes Getriebe (27),

dadurch gekennzeichnet, daß die Motorwelle (31) und der Geberzylinder (21) gleichachsig hintereinander angeordnet sind und das Getriebe als Kugelgewindetrieb (27) ausgebildet ist, der eine zur Motorwelle (31) gleichachsige Gewindespindel (37) und eine relativ zur Gewindespindel (37) schraubbare, über wenigstens eine Kugelreihe (41) in Schraubeingriff mit der Gewindespindel (37) stehende Spindelmutter (39) umfaßt.

2. Stellantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Gewindespindel (37; 37b, e) drehfest mit der Motorwelle (31; 31b, e) verbunden ist und die Spindelmutter (39; 39b, e) am Kolben (35; 35b, e) des Geberzylinders (21; 21b, e) axial abgestützt ist.

3. Stellantrieb nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kugelgewindetrieb (27; 27b, e) ausschließlich an der Motorwelle (31; 31b, e) und dem Kolben (35; 35b, e) des Geberzylinders (21; 21b, e) axial und radial fixiert ist.

4. Stellantrieb nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Gewindespindel (37; 39b, e) über eine Steckkupplung (49; 49b, e) mit der Motorwelle (31; 31b, e) drehfest verbunden ist.

5. Stellantrieb nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Spindelmutter (39; 39b, e) an dem Kolben lose aufliegend abgestützt ist.

6. Stellantrieb nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Spindelmutter (39; 39b, e) einen das der Motorwelle (31; 31b, e) ferne Ende der Gewindespindel (37; 37b, e) umschließenden Rohransatz (55; 55b, e) trägt, der mit seinem der Spindelmutter (39; 39b, e) fernen Ende an dem Kolben (35; 35b, e) geführt ist.

7. Stellantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Spindelmutter (39a, c, d) drehfest mit der Motorwelle (31a, c, d) verbunden ist und daß die Motorwelle (31a, c, d) als Hohlwelle ausgebildet ist und sich die am Kolben (35a, c, d) des Geberzylinders (21a, c, d) abgestützte Gewindespindel (37a, c, d) in die Hohlwelle hinein erstreckt.

8. Stellantrieb nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Motorwelle (31a, c, d) an zwei Lagern (65a, c, d, 67a, c, d) drehbar gelagert ist und die Spindelmutter (39a, c, d) mit der Motorwelle (31a, c, d) zu einer Baueinheit verbunden und zwischen den Lagern (65a, c, d, 67a, c, d) angeordnet ist.

9. Stellantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Kugelgewindetrieb (27) in einem mit dem Geberzylinder (21) und dem Elektromotor (19) zu einer Baueinheit verbundenen Gehäuse (47) angeordnet ist, welches zugleich einen mit dem Kugelgewindetrieb (27) gekuppelten Linearstellungssensor (75) enthält.

10. Stellantrieb nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (47) radial seitlich des Kugelgewindetriebs (27) eine Montageöffnung (81) hat, die durch eine Wand (83) eines über der Montageöffnung (81) angeordneten, eine Steuerschaltung für den Elektromotor (19) enthaltenden Schaltschaltens (85) verschlossen ist.

11. Stellantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die den Geberzylinder (21b, c, d, e) und den Elektromotor umfassende Baueinheit eine Kompensationsfeder (109; 109c, d, e) aufweist, die die zusammen mit dem Kolben (35b, c, d, e) des Geberzylinders (21b, c, d, e) verschiebba-

re Komponente (37c, d; 39b, e) des Kugelgewindetriebs (27b, c, d, e) im wesentlichen im gesamten Stellbereich der Reibungskupplung (1) in Einkuppelrichtung und entgegen einer von einer Kupplungshauptfeder (7) der Reibungskupplung (1) auf die verschiebbare Komponente (37c, d; 39b, e) ausgeübten Gegenkraft belastet.

12. Stellantrieb nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Kompensationsfeder (109; 109c, d, e) so bemessen ist, daß ihre auf die verschiebbare Komponente (37c, d; 39b, e) des Kugelgewindetriebs (27b, c, d, e) bezogene Kraft bei auf eine Position beginnender Drehmomentübertragung eingestellter Reibungskupplung (1) ungefähr gleich der von der Kupplungshauptfeder (7) der Reibungskupplung (1) auf die verschiebbare Komponente (37c, d; 39b, e) ausgeübte Gegenkraft ist.

13. Stellantrieb nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß zur Minderung von Drehschwingungen in dem die Reibungskupplung (1) enthaltenden Antriebsstrang des Kraftfahrzeugs der Elektromotor (19) von einer drehschwingungsabhängig einen Schlupf der Reibungskupplung einstellenden Schlupfregelschaltung (73) steuerbar ist und daß die Schlupfregelschaltung (73) einen mit dem Bereich beginnender Drehmomentübertragung nicht überlappenden Regelbereich hat.

14. Stellantrieb nach einem der Ansprüche 11 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß die auf die verschiebbare Komponente (37c, d; 39b, e) des Kugelgewindetriebs (27b, c, d, e) bezogene Kraft der Kompensationsfeder (109; 109c, d, e) bei auf eine Drehmoment übertragende Position eingestellter Reibungskupplung (1) größer als die von der Kupplungshauptfeder (7) auf die verschiebbare Gegenkraft ist und die bei auf eine im wesentlichen kein Drehmoment übertragende Position eingestellter Reibungskupplung (1) kleiner als diese Gegenkraft ist.

15. Stellantrieb nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Größe des auf die verschiebbare Komponente (37c, d; 39b, e) bezogenen Differenz zwischen der Kraft der Kompensationsfeder (109; 109c, d, e) und der Gegenkraft bei vollständig eingekuppelter Reibungskupplung (1) und vollständig ausgekuppelter Reibungskupplung (1) ungefähr gleich groß ist.

16. Stellantrieb nach einem der Ansprüche 11 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Kompensationsfeder (109; 109c, d) gleichachsrig zur Gewindespindel (37b, c, d) angeordnet ist und die Gewindespindel (37b, c, d) insbesondere coaxial umschließt.

17. Stellantrieb nach einem der Ansprüche 11 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Kompensationsfeder (109e) über einen doppelarmigen Schwenkhebel (139) mit der verschiebbaren Komponente (39e) gekuppelt ist, wobei die Kompensationsfeder (109e) an einem ersten Arm (137) des Schwenkhebels (139) abgestützt ist und ein zweiter Arm (145) des Schwenkhebels (139) gelenkig mit der verschiebbaren Komponente (39e) verbunden ist.

18. Stellantrieb nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwenkhebel (139) im Bereich seiner der vollständig eingekuppelten Position der Reibungskupplung (1) zugeordneten Lage eine Übertotpunktstellung einnimmt.

19. Stellantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 18,

dadurch gekennzeichnet, daß der von dem Elektromotor (19) rotierend angetriebenen Komponente (39) des Kugelgewindetriebs (27) eine elektromagnetisch steuerbare Bremseinrichtung (91) zugeordnet ist.

20. Stellantrieb nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Bremseinrichtung (91) federnd in ihre Bremsstellung vorgespannt ist und einen Bremslüft-Elektromagnet (97) umfaßt.

21. Stellantrieb nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Bremseinrichtung (91) als mit der Motorwelle (31) verbundene Scheibenbremse ausgebildet ist.

---

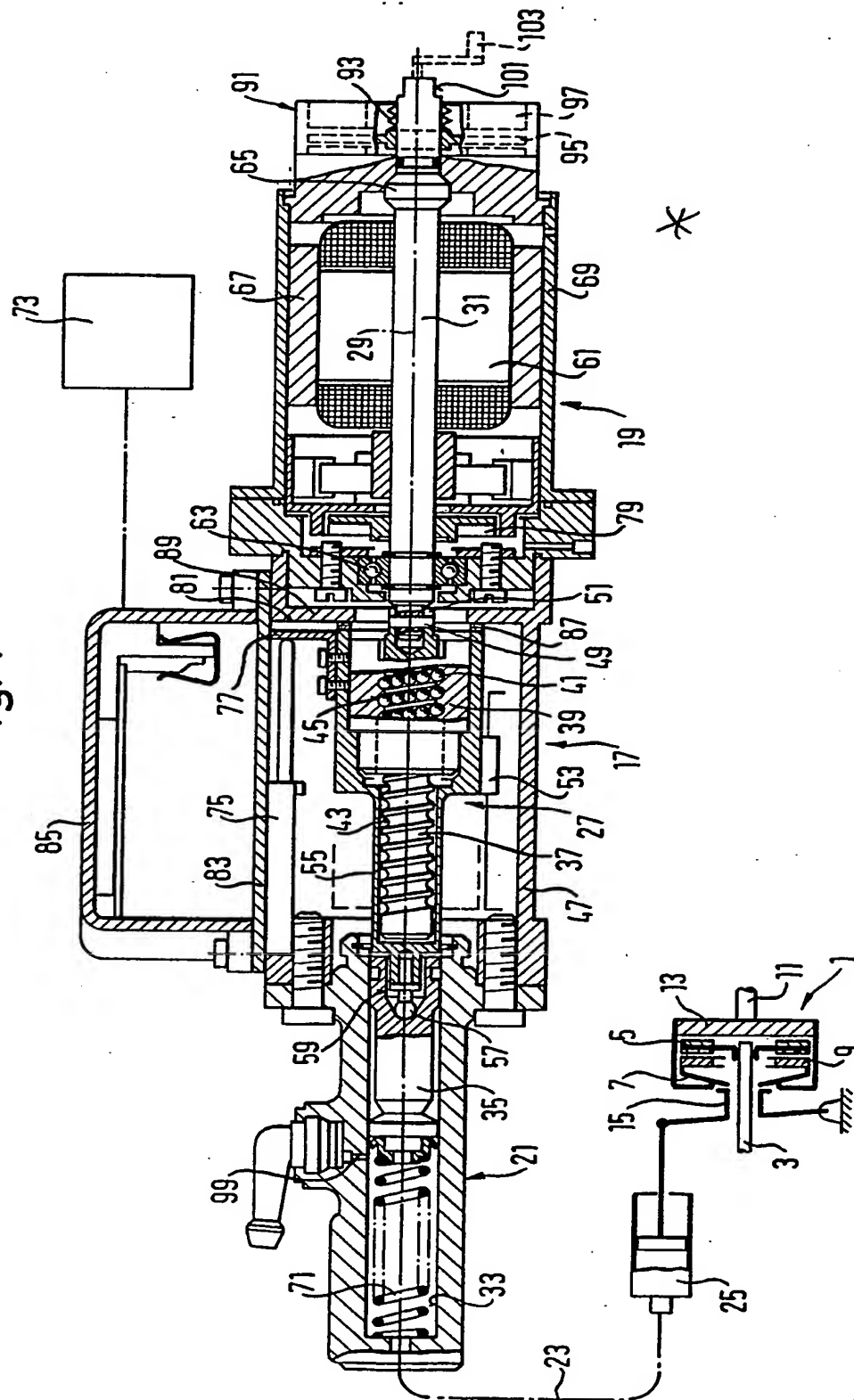
Hierzu 7 Seite(n) Zeichnungen

---



- Leerseite -

Fig. 1



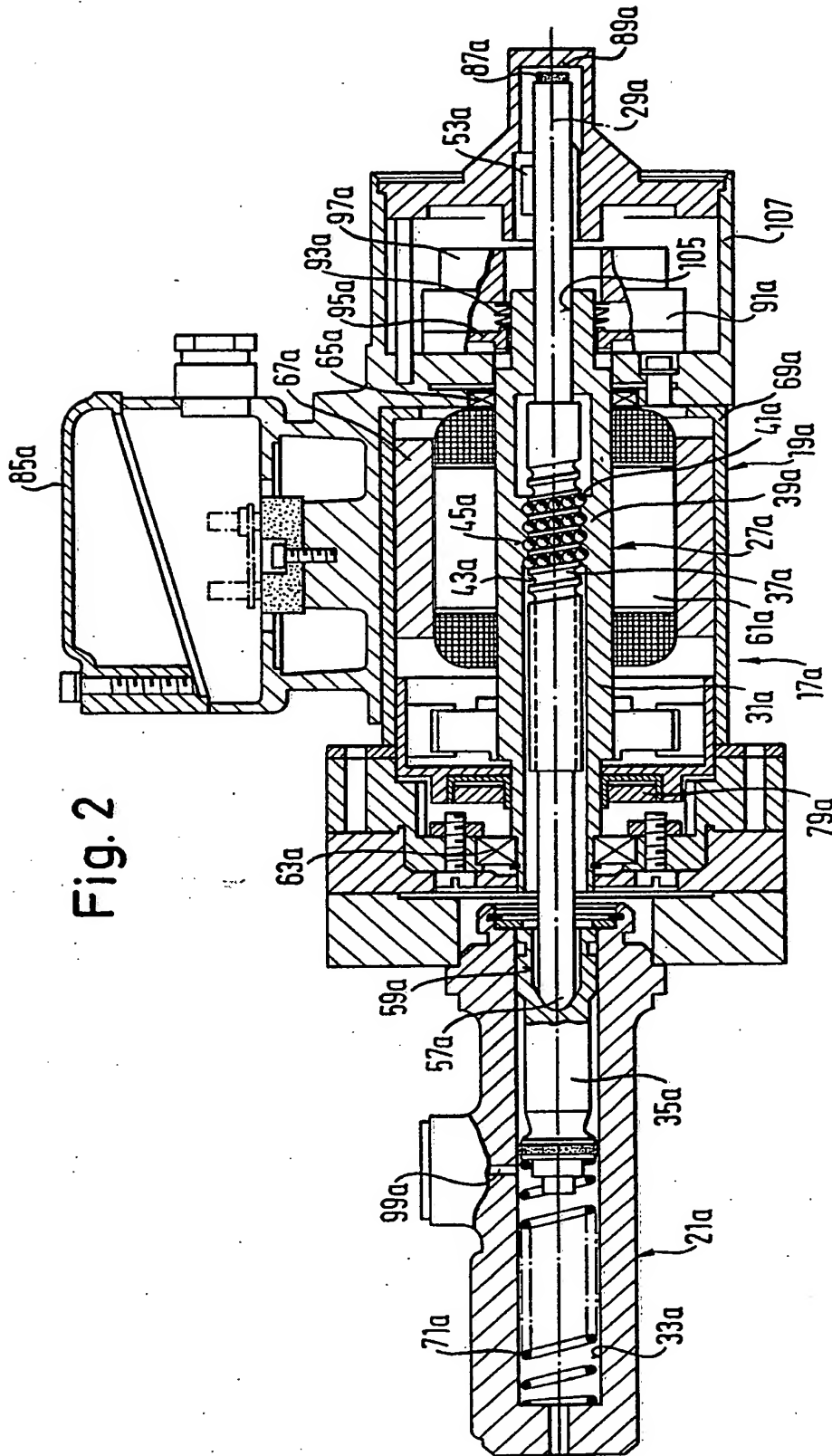


Fig. 2

Fig. 3

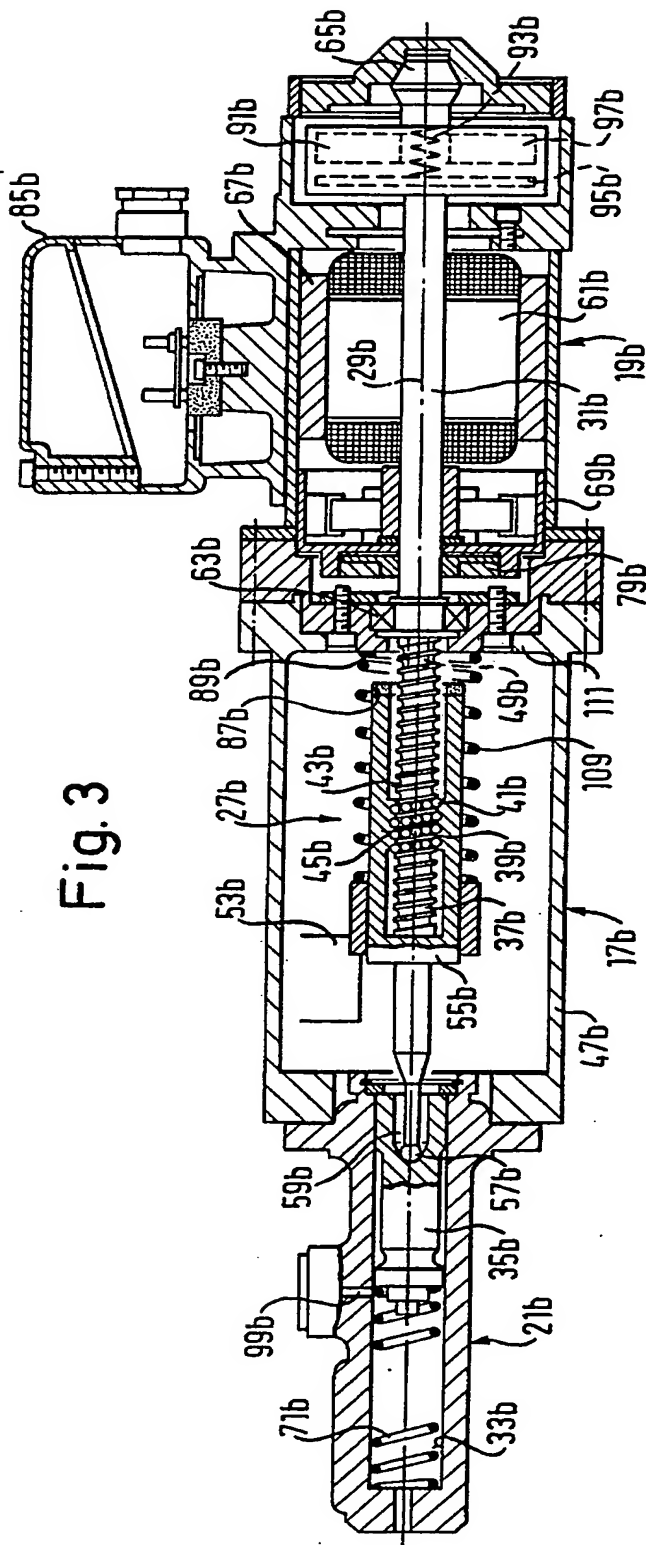


Fig. 4c

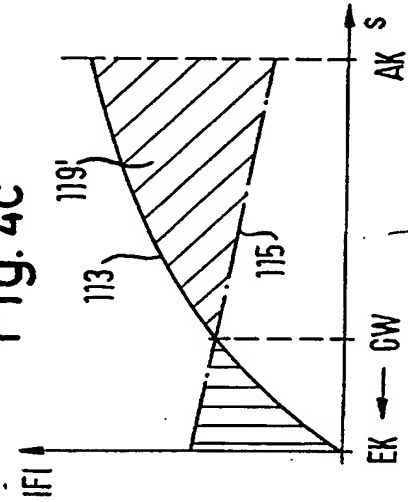


Fig. 4b

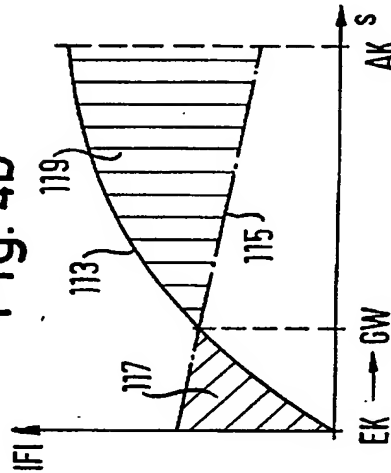


Fig. 4a

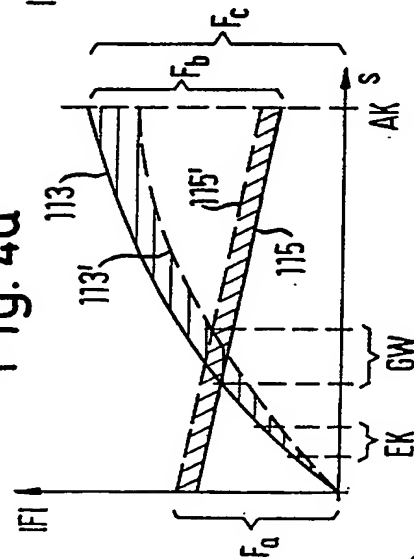


Fig. 6

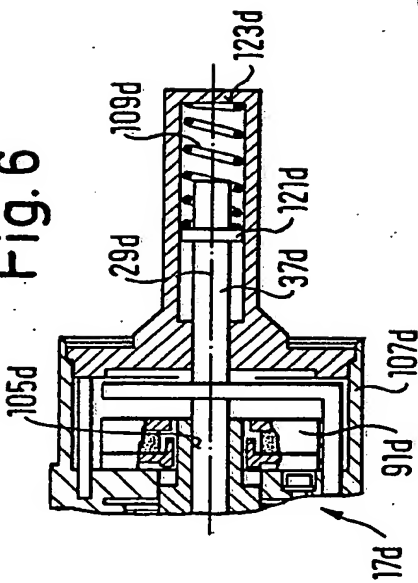


Fig. 5

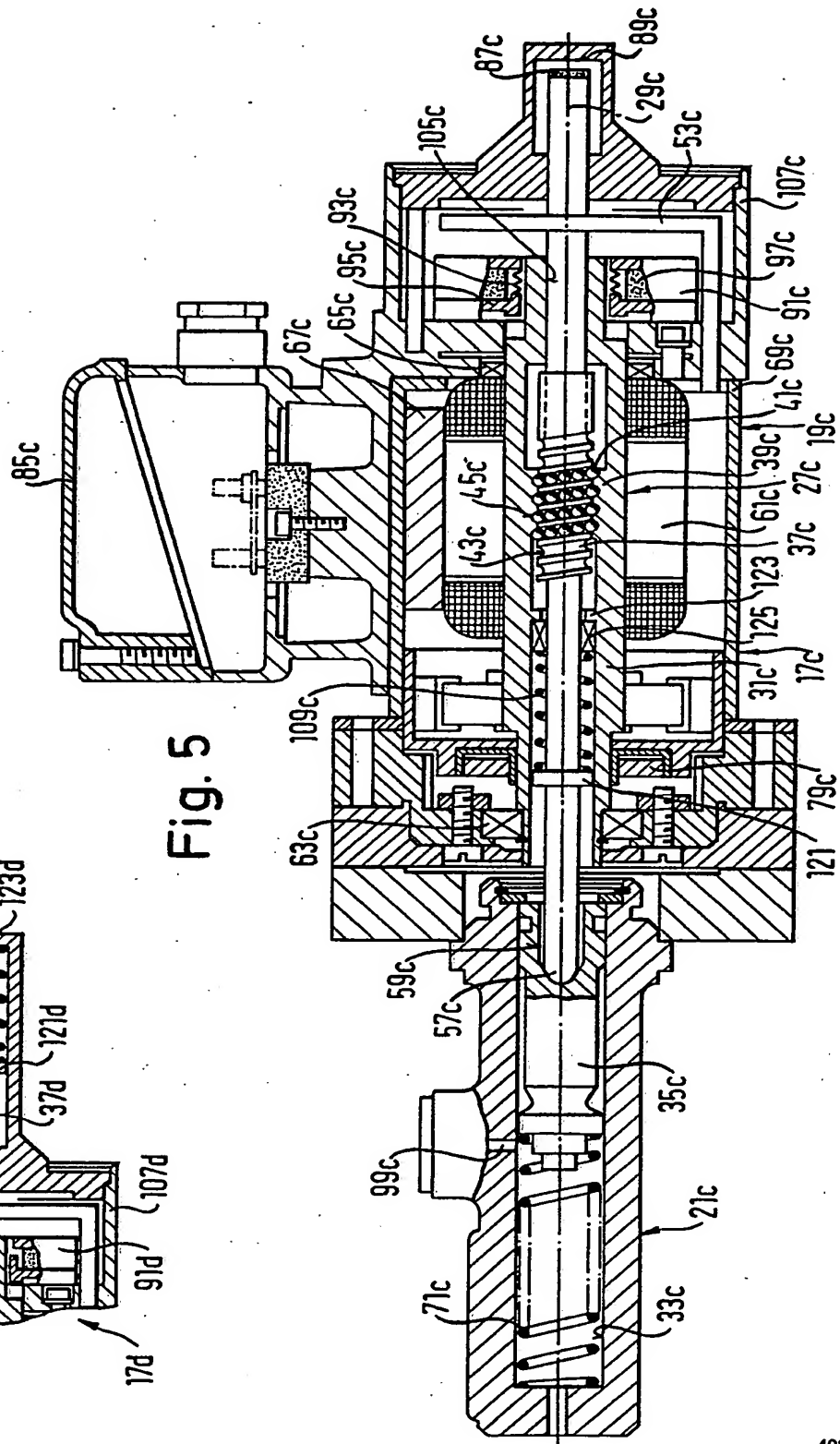
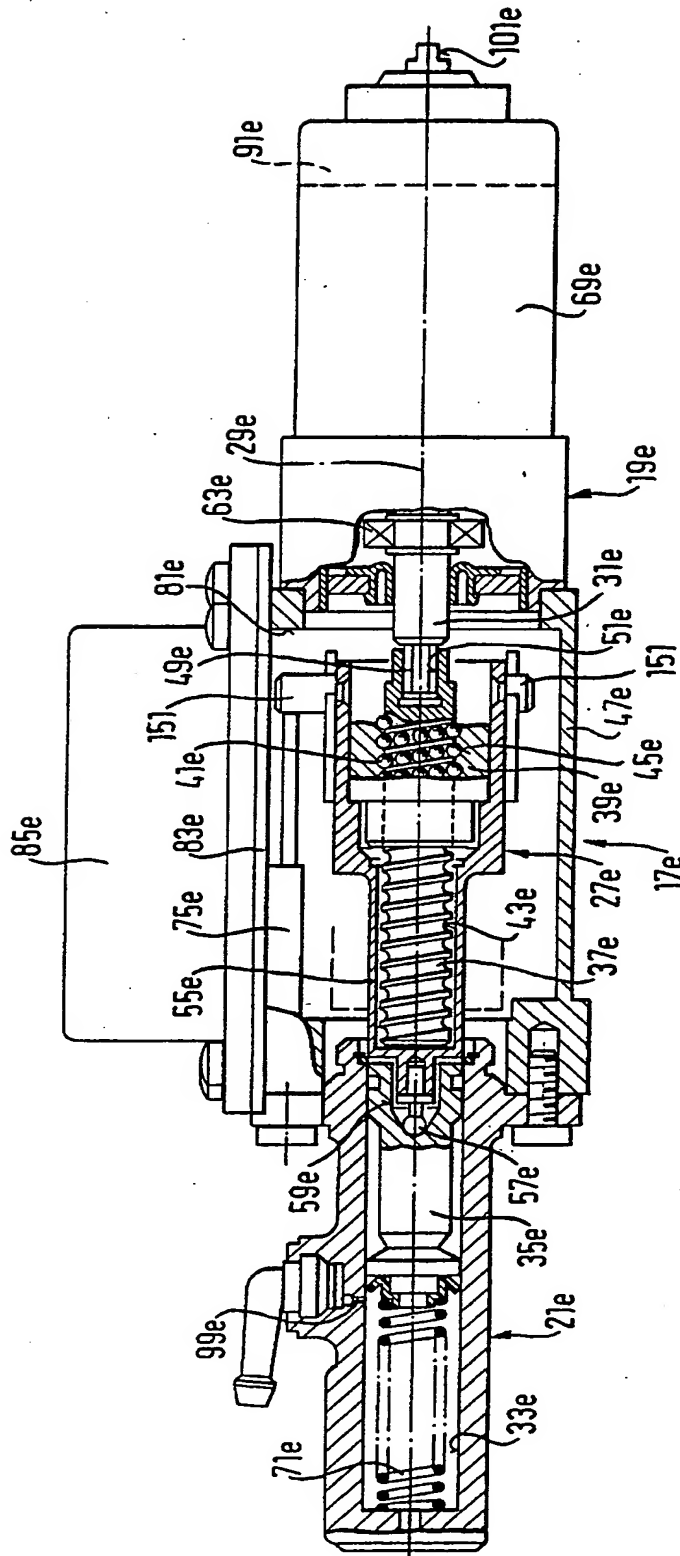




Fig. 7



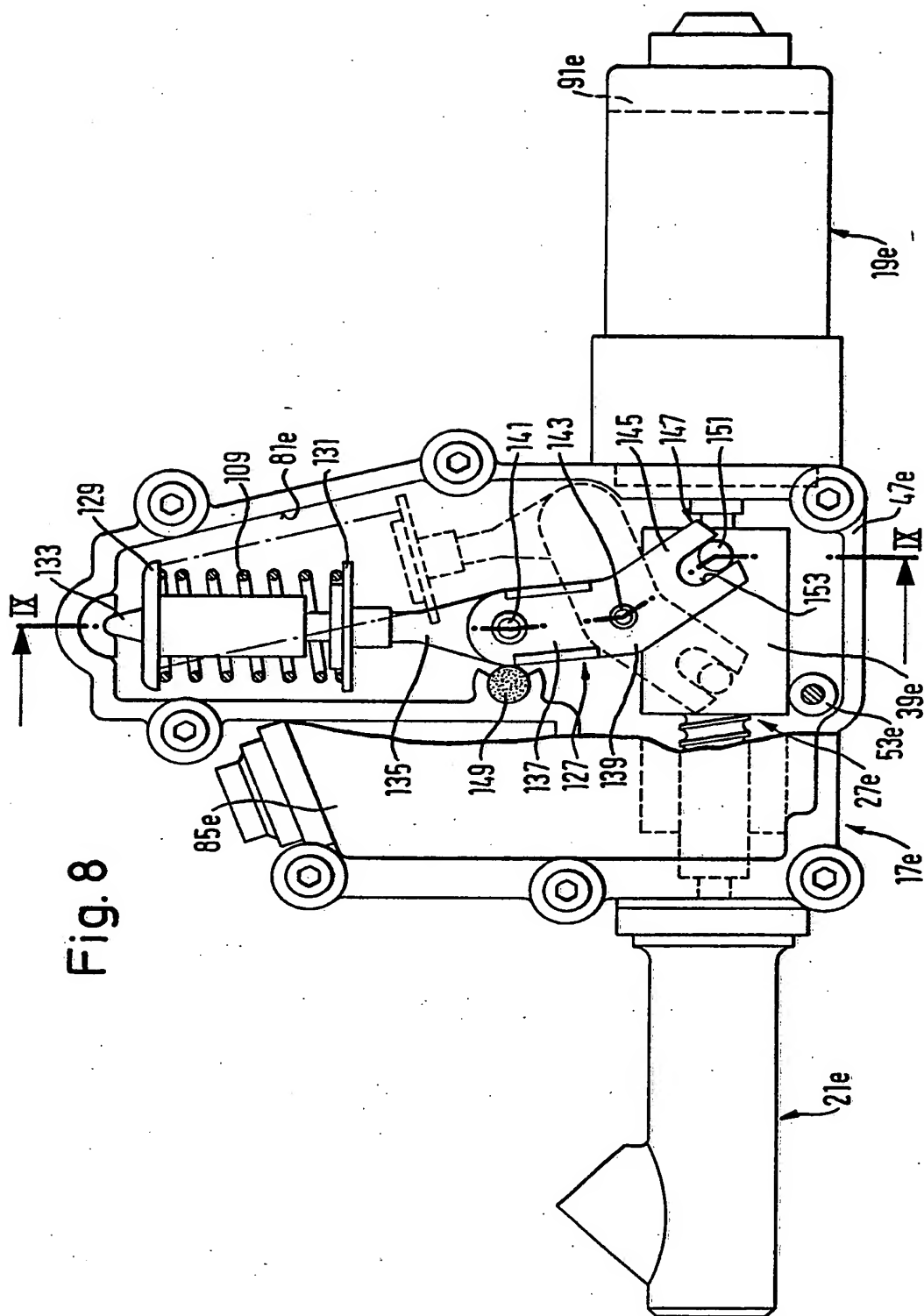


Fig. 8

Fig. 9

